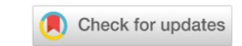
МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE





УДК 621.833.51
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-360-368

Оригинальное эмпирическое исследование

Экспериментальное исследование кинематики двухрядной планетарной передачи эллиптическими зубчатыми колесами с двумя внешними зацеплениями



EDN: BSOKNM

А.А. Приходько✉, **Н.Н. Белина**, **А.В. Новицкий**, **М.М. Щетинин**
Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, Российская Федерация
✉ sannic92@gmail.com

Аннотация

Введение. Механизмы с некруглыми зубчатыми колесами вызывают широкий интерес исследователей и изобретателей вследствие их компактности и реализации широкого спектра передаточных функций. Развитие данной области стимулируется развитием и удешевлением технологий механической обработки и аддитивного производства, а также применением прикладных пакетов математического моделирования для анализа и синтеза некруглых зубчатых колес. Некруглые зубчатые колеса традиционно служат для передачи вращательного движения между параллельными осями с переменным отношением угловых скоростей. Однако их применение в схемах планетарных передач позволяет реализовать различные виды движения выходного звена. Анализ работ по тематике исследования показывает, что передачи с подвижными осями вращения недостаточно исследованы с точки зрения кинематики и динамики. Большинство научных работ раскрывают теорию таких механизмов, не проводя верификации полученных результатов на практике. Целью настоящей работы является экспериментальная верификация кинематики планетарного механизма с двумя внешними зацеплениями, имеющего в своем составе эллиптические зубчатые колеса.

Материалы и методы. Кинематическая модель исследуемого механизма построена на базе плана скоростей его звеньев, который позволил получить выражения для нахождения аналога угловой скорости и функции положения выходного вала. Экспериментальное исследование кинематики выполнено на лабораторном стенде, содержащем макет планетарного механизма с набором сменных зубчатых колес, абсолютные энкодеры на входном и выходном валах механизма, контроллер и ПК для регистрации и обработки сигнала. Анализ полученных результатов проведен на ЭВМ с использованием методов статистического анализа.

Результаты исследования. В результате кинематического анализа построены функции положения для трех вариантов планетарного механизма, имеющих различные геометрические параметры зубчатых колес и позволяющих реализовать различные виды движения выходного вала: возвратно-вращательное движение, движение с остановками и одностороннее неравномерное вращение.

Обсуждение и заключение. Анализ результатов эксперимента показал адекватность построенной математической модели кинематики реальным механизмам. Доверительный интервал ошибок измерения при уровне достоверности 95 % составил для первого варианта механизма 0,16 ± 0,08, для второго варианта — 0,57 ± 0,22 и для третьего — 0,08 ± 0,26. Предложенный планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами для реализации различных видов движения может быть применен в приводах технологического оборудования многих отраслей промышленности: химической и пищевой (перемешивающие устройства), нефтеперерабатывающей (станки-качалки для добычи нефти), машиностроительной (компрессоры, насосы, станки-автоматы) и других. Проведенные кинематические исследования планетарного механизма и их экспериментальный анализ необходимы при дальнейшем динамическом и силовом исследованиях, а также при проектировании приводов на базе предложенной передачи.

Ключевые слова: планетарный механизм, эллиптические зубчатые колеса, кинематический анализ, функция положения, статистический анализ, неопределенность измерения, доверительный интервал

Благодарности. Авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и указанные замечания, которые позволили повысить ее качество.

Финансирование. Исследование выполнено при финансовой поддержке Кубанского научного фонда в рамках научно-инновационного проекта № НИП–20.1/135 «Конструирование и исследование планетарной передачи эллиптическими зубчатыми колесами в составе привода поршневого компрессора».

Для цитирования. Приходько А.А., Белина Н.Н., Новицкий А.В., Щетинин М.М. Экспериментальное исследование кинематики двухрядной планетарной передачи эллиптическими зубчатыми колесами с двумя внешними зацеплениями. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2024;24(4):360–368. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-360-368

Original Empirical Research

Experimental Study of the Kinematics of a Double-Row Planetary Mechanism Using Two Elliptical External Gears

Alexander A. Prikhodko ✉, **Nataliya N. Belina**, **Andrey V. Novitsky**, **Maksim M. Shchetinin**
Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation
✉ sannic92@gmail.com

Abstract

Introduction. Mechanisms with non-circular gears are of wide interest to researchers and inventors due to their compactness and the implementation of a wide range of transfer functions. The development of this area is stimulated by the advancements and reduction in cost of mechanical processing and additive manufacturing technologies, as well as the use of applied mathematical modeling packages for the analysis and synthesis of non-circular gears. Traditionally, non-circular gears are used to transmit rotational motion between parallel axes with a variable ratio of angular velocities. However, their use in planetary gear schemes provides implementing various types of output link motion. The analysis of the papers on the research area shows that gears with movable rotation axes have not been sufficiently studied from the point of view of kinematics and dynamics. Most research papers reveal the theory of such mechanisms without verifying the results obtained in practice. This work is aimed at the experimental verification of the kinematics of a planetary mechanism with two external engagements, which contains elliptical gears.

Materials and Methods. The kinematic model of the mechanism under study is built on the basis of the velocity diagram of its links, which made it possible to obtain expressions for finding an analogue of the angular velocity and the position function of the output shaft. The experimental study of kinematics was performed on a laboratory stand containing a model of a planetary mechanism with a set of replaceable gear wheels, absolute encoders on the input and output shafts of the mechanism, a controller, and a PC for recording and processing the signal. The analysis of the obtained results was performed on a computer using statistical analysis methods.

Results. As a result of kinematic analysis, position functions were constructed for three alternative planetary mechanisms, which had different geometric parameters of the gears and made it possible to implement various types of motion of the output shaft: swinging motion, discontinuous motion, and unilateral uneven rotation.

Discussion and Conclusion. The analysis of the experimental results showed the adequacy of the constructed mathematical model of kinematics to real mechanisms. The confidence interval of measuring errors at a reliability level of 95% was 0.16±0.08° for the first version of the mechanism, 0.57±0.22° — for the second version, and 0.08±0.26° — for the third. The proposed planetary mechanism with elliptical gears for implementing various types of motion can be used in drives of process equipment in numerous industries: chemical and food (mixers), oil refining (pumping units for crude production), mechanical engineering (compressors, pumps, automated machines), and others. The conducted kinematic studies of the planetary mechanism and their experimental analysis are needed for further dynamic and force investigations, as well as for the design of drives based on the proposed transmission.

Keywords: planetary mechanism, elliptical gears, kinematic analysis, position function, statistical analysis, uncertainty of measurement, confidence interval

Acknowledgements. The authors would like to thank the Editorial board and the reviewers for their attentive attitude to the article and for the specified comments that improved its quality.

Funding Information. The work was done with the financial support from the Kuban Science Foundation within the framework of the research and innovative project no. NIP–20.1/135 "Design and Study of a Planetary Transmission with Elliptical Gears as Part of a Piston Compressor Drive".

For citation. Prikhodko AA, Belina NA, Novitsky AV, Shchetinin MM. Experimental Study of the Kinematics of a Double-Row Planetary Mechanism Using Two Elliptical External Gears. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024;24(4):360–368. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-360-368

Введение. Механизмы с некруглыми зубчатыми колесами известны давно, однако их экспериментальные исследования и практическое внедрение долгое время были затруднены из-за узкой специализации таких механизмов, сложности и высокой стоимости их изготовления. В настоящий момент наблюдается повышение интереса исследователей к данной тематике. При этом большинство научных работ в области проектирования передач некруглыми зубчатыми колесами основано на анализе геометрии [1] и кинематики [2] с целью получения требуемой передаточной функции для практического применения [3]. В [4] и [5] разработаны и изучены механизмы для синтеза функций угловой скорости; исследователями предложена робототехника с некруглыми колесами, например, прыгающий робот [6], робот-гексапод [7], механизм экзоскелета для реабилитации коленного сустава [8]; исследованы с точки зрения кинематики [9] и динамики [10] более эффективные посадочные машины для сельскохозяйственной промышленности; разработаны и спроектированы многие другие устройства.

Обзор источников показал, что наиболее распространены зубчатые колеса с эллиптической центроидой [11, 12]. Созданы машины [10] и устройства [4] с эллиптическими колесами, изучена геометрия [13], решены некоторые вопросы проектирования [14] и изготовления [15].

Эллиптические зубчатые колеса в основном применяются с целью передачи вращательного движения между параллельными неподвижными осями [16]. Однако такое использование некруглых колес позволяет получить лишь одностороннее неравномерное вращательное движение, что ограничивает сферу их применения. Планетарные передачи обладают более широкими возможностями для реализации сложных видов движения рабочих органов, а создание приводов на их основе позволит разработать и внедрить более эффективные и компактные машины различного технологического назначения.

По результатам анализа научной литературы в области передач некруглыми зубчатыми колесами в качестве объекта исследования предлагается планетарный механизм с эллиптическими колесами. Цель работы состоит в экспериментальном кинематическом анализе планетарной передачи и обосновывается необходимостью верификации теоретических положений для их корректного использования на следующих этапах проектирования — при динамическом, силовом анализе и расчетах на прочность.

Материалы и методы. Кинематическая модель механизма строится на основе плана скоростей его звеньев (рис. 1).

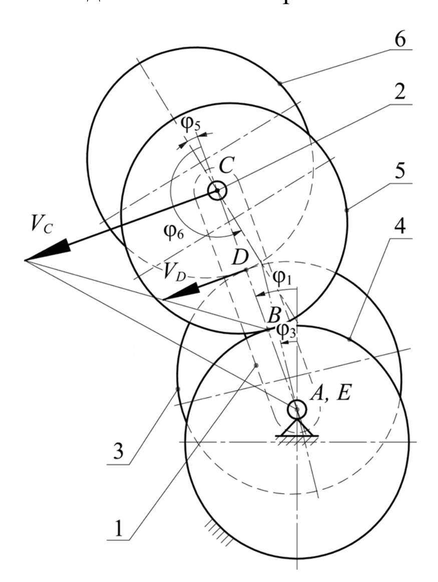


Рис. 1. План скоростей для рассматриваемого механизма:
1 — водило; 2 — вал сателлита; 3 — эллиптическое колесо на выходном валу;
4 — солнечное эллиптическое колесо; 5, 6 — эллиптические колеса сателлита

Аналог угловой скорости выходного вала определяется следующим образом [17]:

$$\varphi_3' = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{V_D \cdot AC}{V_C \cdot DE} = \frac{BD \cdot AC}{BC \cdot DE}. \quad (1)$$

Отрезки *BD, BC* и *DE* определяются через полярное уравнение эллипса [17]:

$$\rho(\varphi) = \frac{a\left(1-e^2\right)}{1-e \cdot cos\,\varphi}, \quad (2)$$

где φ — угол поворота; *e* и *a* — эксцентриситет и большая полуось эллипса.

Определим радиусы зацепления колес 5 и 6:

$$BC = \rho_5 = \frac{a\left(1-e_1^2\right)}{1-e_1 \cdot cos\,\varphi_5}, \tag{3}$$

$$CD = \rho_6 = \frac{a\left(1-e_2^2\right)}{1-e_2 \cdot cos\,\varphi_6}, \tag{4}$$

где e_1 и e_2 — эксцентриситеты для каждой пары эллиптических колес, углы поворота которых φ_5 и φ_6 получены следующим образом:

$$\varphi_5 = \int \frac{1-e_1^2}{1+e_1^2+2e_1 \cdot cos\,\varphi_1} d\varphi_1. \tag{5}$$

$$\varphi_6 = \pi + \varphi_5. \tag{6}$$

Опираясь на план скоростей и учитывая уравнения (3), (4), определим искомые отрезки как:

$$BD = \rho_6 - \rho_5, \tag{7}$$

$$AC = EC = 2a, \tag{8}$$

$$DE = 2a - \rho_6. \tag{9}$$

Опираясь на (2)–(9), получим выражение для определения аналога угловой скорости выходного вала:

$$\varphi_3' = \frac{\left(\rho_6 - \rho_5\right)\cdot 2a}{\rho_5\left(2a - \rho_6\right)}. \tag{10}$$

Угол поворота определяется интегрированием уравнения (10) по обобщенной координате φ_1:

$$\varphi_3 = \int \varphi_3' d\varphi_1. \tag{11}$$

Вариациями кинематической схемы механизма является замена эллиптических колес на цилиндрические в одной из пар, для исследования которых необходимо в полученной математической модели функции радиусов заменить на фиксированные значения.

Рассмотрим механизмы с парой эллиптических колес 3–6 (e = 0,28), и цилиндрическими колесами 4 и 5 следующих размеров:

– вариант 1: R_5 = 25 мм, R_4 = 25 мм;

– вариант 2: R_5 = 18 мм, R_4 = 32 мм;

– вариант 3: R_5 = 16 мм, R_4 = 34 мм.

На рис. 2 показаны графики функций положения, полученные с использованием (11).

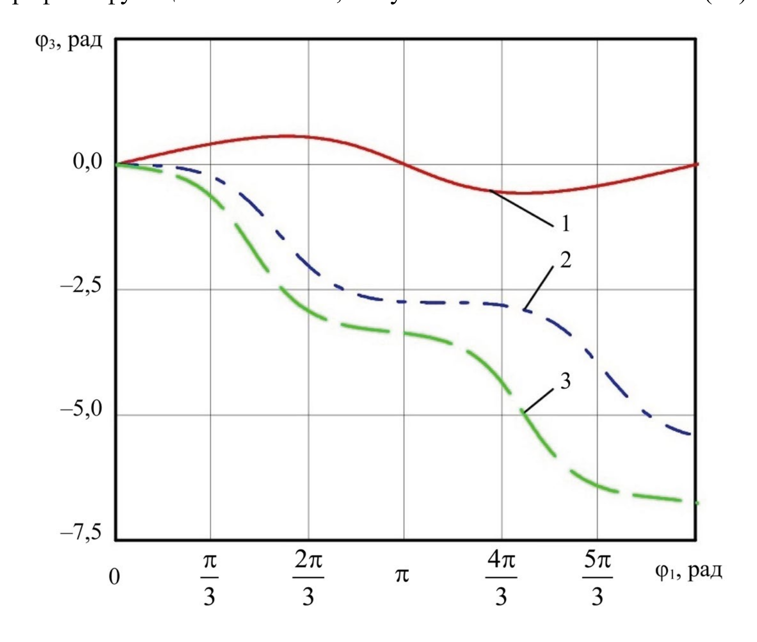


Рис. 2. Графики зависимостей для исследуемых конфигураций механизма

Анализ графиков показывает (на рис. 2 цифрами обозначены исследуемые варианты), что изменение размеров зубчатых колес позволяет получить различные виды движения выходного вала: возвратно-вращательное (вариант 1), прерывистое (вариант 2) и одностороннее неравномерное вращательное движение (вариант 3).

Результаты исследования. Анализ кинематики подтвердил реализацию различных передаточных функций, а изменение размеров зубчатых колес позволяет проводить кинематический синтез новых механизмов.

Объектом экспериментального исследования служит прототип, детали которого показаны на рис. 3.



Рис. 3. Детали исследуемого прототипа

Углы поворота измеряются абсолютными энкодерами (таблица 1).

Таблица 1

Характеристики энкодеров

Диаметр	Выходной сигнал	Разрешение	Линейность	Скорость чтения
22 мм	0–5 В	360°/ 4096 ≈ 0,088°	0,3 %	0,6 мс

Сигнал регистрируется контроллером Arduino и обрабатывается на ПК (рис. 4).

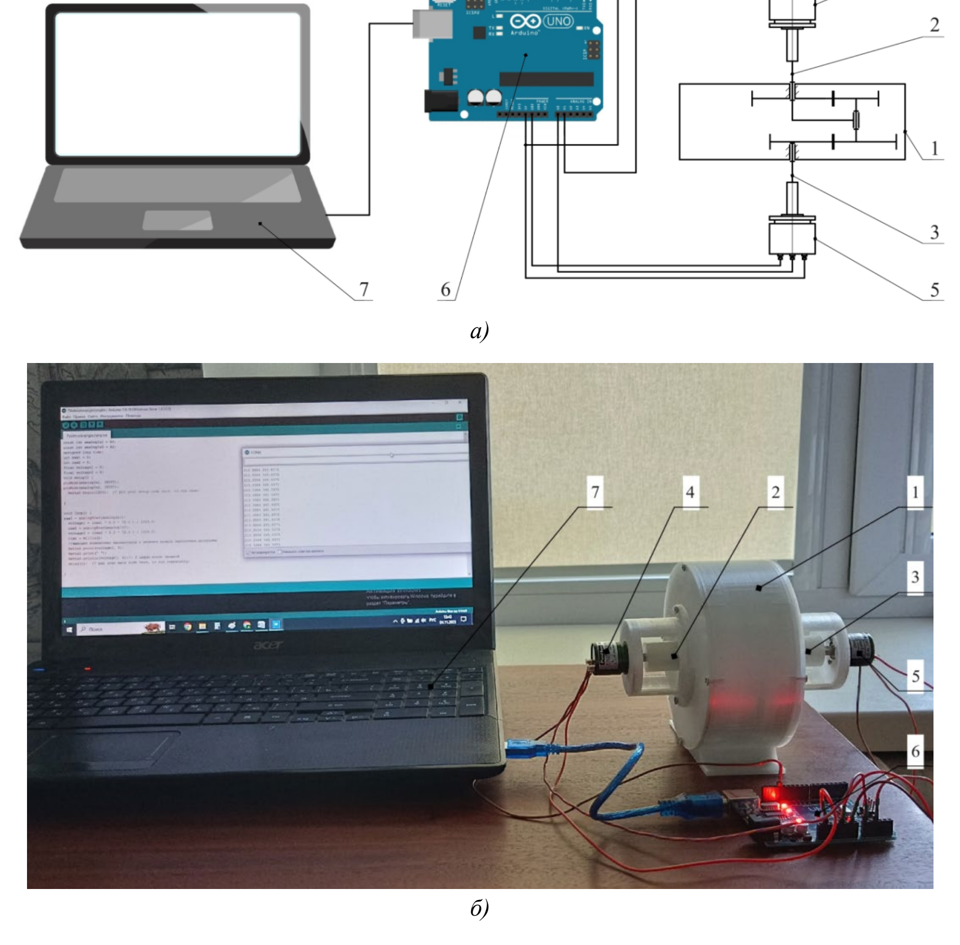


Рис. 4. Принципиальная схема (*а*) и внешний вид (*б*) экспериментального стенда:
1 — корпус; 2 — входной вал; 3 — выходной вал; 4, 5 — энкодеры; 6 — контроллер Arduino; 7 — персональный компьютер

Обработка и анализ результатов измерений осуществлялись в прикладном пакете MathCAD. Схемы исследуемых вариантов и результаты эксперимента показаны на рис. 5. φ_3,°.

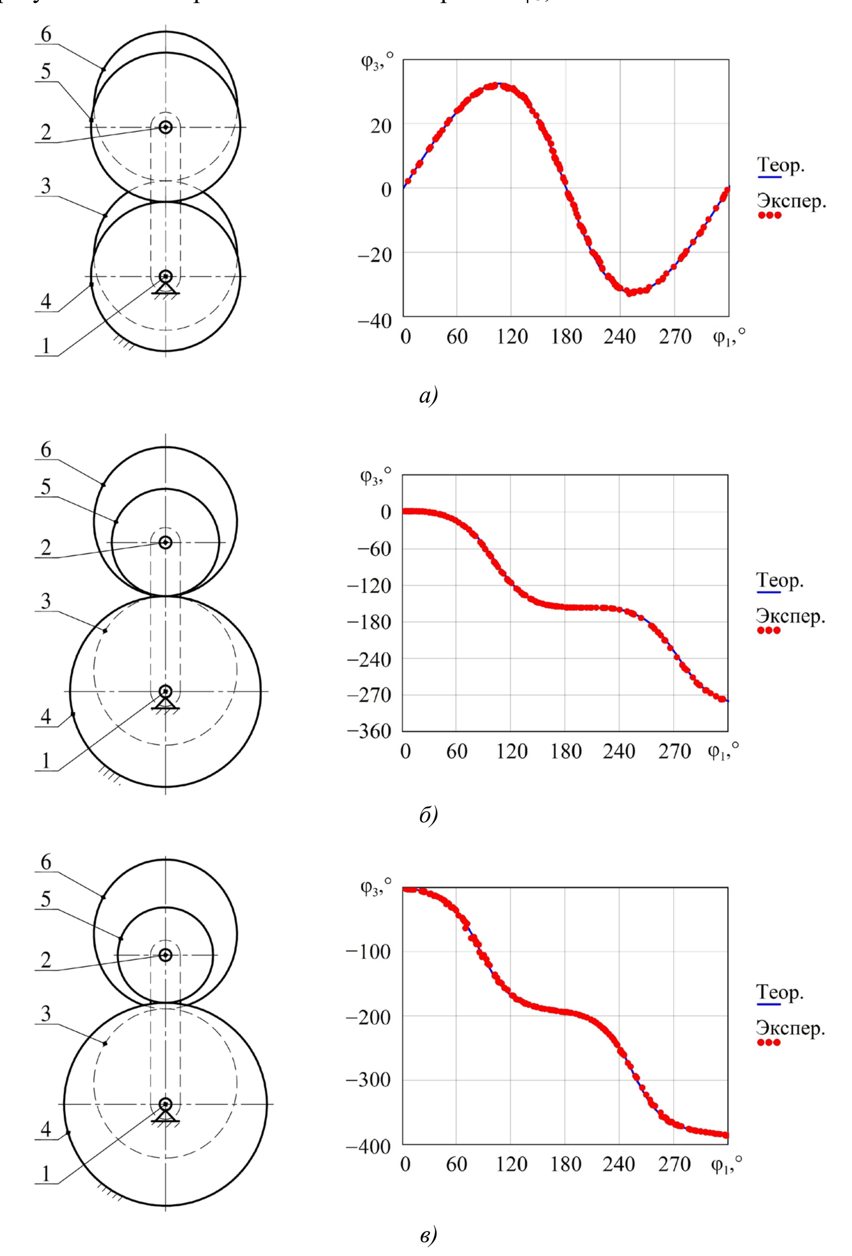


Рис. 5. Результаты исследования: *а* — вариант 1; *б* — вариант 2; *в* — вариант 3

Как видно из графиков, измеренные значения углов поворота выходного вала адекватны построенной модели. Оценим результаты эксперимента инструментами статистического анализа.

Определим среднее значение ошибок измерения [18]:

$$\overline{q} = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} q_k, \qquad (12)$$

где n — количество независимых наблюдений q_k.

Вычислим выборочную дисперсию:

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}(q_k - \overline{q})^2. \qquad (13)$$

Оценку дисперсии среднего значения получим следующим образом:

$$s^2(q) = \frac{s^2(q_k)}{n}. \qquad (14)$$

Стандартная неопределенность измерений по типу А определится [19]:

$$u(q) = \sqrt{s^2(q)}. \qquad (15)$$

Принимая за значения q_k ошибки измерения и обрабатывая их согласно (12)–(15), вычислим неопределенность измерения. Результаты статистического анализа приведены в таблице 2.

Таблица 2

Статистический анализ ошибок измерения

Номер механизма	Количество измеренных значений	Среднее значение ошибки	Неопределенность измерения
1	195	–0,16°	0,04°
2	168	0,57°	0,11°
3	192	0,08°	0,13°

Доверительный интервал определяется как $\overline{q} \pm 2u$ для уровня достоверности 95 % и составляет –0,16 ± 0,08 (вариант 1), 0,57 ± 0,22 (вариант 2), 0,08 ± 0,26 (вариант 3). Таким образом, построенная математическая модель кинематики адекватна физическим прототипам.

Обсуждение и заключение. Представлена планетарная передача с эллиптическими колесами, позволяющая реализовать неравномерное, прерывистое и возвратно-вращательное движение выходного вала. Вид движения определяется параметрами зубчатых колес.

Построена кинематическая модель передачи, получен закон движения выходного вала. Анализ механизмов с различными параметрами зубчатых колес показал реализуемость широкого спектра передаточных функций и видов движения выходного вала.

Соответствие результатов проведенного кинематического анализа реальным механизмам подтверждено экспериментальным исследованием функций положения выходного вала для трех вариантов физического прототипа. Проведенная оценка адекватности математической модели позволяет использовать ее при динамическом и силовом анализе машин на базе предлагаемых передач. Исследуемые варианты механизма могут применяться в приводах компактных и простых в уравновешивании технологических машин.

Список литературы / References

1. Lozzi A. Non-Circular Gears — Graphic Generation of Involutes and Base Outlines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2000;214(3):411–422. https://doi.org/10.1243/0954406001523074

2. Qifeng Gao, Jun Ye, Can Liu. Design and Modeling of Noncircular Gear with Curvature Radius Function. *Journal of Computational Methods in Sciences and Engineering*. 2018;18(3):683–693. https://doi.org/10.3233/JCM-180819

3. Čavić D, Čavić M, Penčić M, Dorić J, Rackov M. IC Engine: Increasing Efficiency by Using Epicyclic Non-Circular Gear Train. In book: Lovasz EC, Maniu I, Doroftei I, Ivanescu M, Gruescu CM. (eds) *New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics*. Cham: Springer; 2020. P. 391–402. https://doi.org/10.1007/978-3-030-60076-1_36

4. JY Liu, SL Chang, D Mundo. Study on the Use of a Non-Circular Gear Train for the Generation of Figure-8 Patterns. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2006;220(8):1229–1236. https://doi.org/10.1243/09544062JMES268

5. Ottaviano E, Mundo D, Danieli GA, Ceccarelli M. Numerical and Experimental Analysis of Non-Circular Gears and Cam-Follower Systems as Function Generators. *Mechanism and Machine Theory*. 2008;43(8):996–1008. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.07.004

6. Okada M, Takeda Y. Synthesis and Evaluation of Non-Circular Gear that Realizes Optimal Gear Ratio for Jumping Robot. In: *Proc. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems.* New York City: IEEE; 2013. P. 5524–5529. https://doi.org/10.1109/IROS.2013.6697157

7. Ke-Jung Huang, Shen-Chiang Chen, Haldun Komsuoglu, Gabriel Lopes, Jonathan Clark, Pei-Chun Lin. Design and Performance Evaluation of a Bio-Inspired and Single-Motor-Driven Hexapod Robot with Dynamical Gaits. *Journal of Mechanisms and Robotics*. 2015;7(3):031017. https://doi.org/10.1115/1.4029975

8. Terada H, Zhu Y, Suzuki M, Cheng C, Takahashi R. Developments of a Knee Motion Assist Mechanism for Wearable Robot with a Non-Circular Gear and Grooved Cams. In book: Lovasz EC, Corves B. (eds) *Mechanisms, Transmissions and Applications*. Dordrecht: Springer; 2012. P. 69–76. https://doi.org/10.1007/978-94-007-2727-4_6

9. Guo LS, Zhang WJ. Kinematic Analysis of a Rice Transplanting Mechanism with Eccentric Planetary Gear Trains. *Mechanism and Machine Theory*. 2001;36(11–12):1175–1188. https://doi.org/10.1016/S0094-114X(01)00052-0

10. Zhao Y, Yu GH, Wu CY. Circuit Simulation and Dynamic Analysis of a Transplanting Mechanism with Planetary Elliptical Gears. *Transactions of the ASABE*. 2011;54(4):1179–1188. https://doi.org/10.13031/2013.39016

11. Wunderlich W. Contribution to the Geometry of Elliptic Gears. *Mechanism and Machine Theory*. 1975;10(4):273–278. https://doi.org/10.1016/0094-114X(75)90072-5

12. Shinn-Liang Chang, Chung-Biau Tsay, Long-Iong Wu. Mathematical Model and Undercutting Analysis of Elliptical Gears Generated by Rack Cutters. *Mechanism and Machine Theory*. 1996;31(7):879–890. https://doi.org/10.1016/0094-114X(95)00121-E

13. Biing-Wen Bair. Computerized Tooth Profile Generation of Elliptical Gears Manufactured by Shaper Cutters. *Journal of Materials Processing Technology*. 2002;122(2–3):139–147. https://doi.org/10.1016/S0924-0136(01)01242-0

14. Yazar M. Design, Manufacturing and Operational Analysis of Elliptical Gears. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2021;22(8):1441–1451. https://doi.org/10.1007/s12541-021-00549-3

15. Thai Hong Nguyen. Shaping the Tooth Profile of Elliptical Gear with the Involute Ellipse Curve. *VNUHCM Journal of Engineering and Technology*. 2021;4(3):1048–1056. https://doi.org/10.32508/stdjet.v4i3.820

16. Литвин Ф.Л. *Некруглые зубчатые колеса*. Москва-Ленинград: Машгиз; 1956. 220 с.

Litvin FL. *Non-Circular Gears*. Moscow-Leningrad: MASHGIZ; 1956. 218 p. (In Russ.).

17. Prikhod'ko AA, Smelyagin AI. Kinematics of a Planetary Train with Elliptical Gears with Internal Gearing. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability.* 2021;50(5):412–418. https://doi.org/10.3103/S1052618821050095

18. Hall BD, White DR. *An Introduction to Measurement Uncertainty*. Lower Hutt: Measurement Standards Laboratory of New Zealand; 2020. 50 p. https://doi.org/10.5281/zenodo.3872590

19. Бараш В.Я. Неопределенность и погрешность в современной метрологии. *Законодательная и прикладная метрология*. 2009;105(5):15–20.

Barash VYa. Uncertainty and Error in Modern Metrology. *Legal and Applied Metrology*. 2009;105(5):15–20. (In Russ.)

Об авторах:

Александр Александрович Приходько, кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика Кубанского государственного технологического университета (350072, Российская Федерация, г. Краснодар, ул. Московская, 2), SPIN-код, ORCID, ResearcherID, sannic92@gmail.com

Наталия Николаевна Белина, кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика Кубанского государственного технологического университета (350072, Российская Федерация, г. Краснодар, ул. Московская, 2), SPIN-код, ORCID, belinann@mail.ru

Андрей Владимирович Новицкий, аспирант кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика Кубанского государственного технологического университета (350072, Российская Федерация, г. Краснодар, ул. Московская, 2), SPIN-код, ORCID, novitskiy_19@mail.ru

Максим Максимович Щетинин, студент кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика Кубанского государственного технологического университета (350072, Российская Федерация, г. Краснодар, ул. Московская, 2), ORCID, maks.shchetinin202@mail.ru

Заявленный вклад авторов:

А.А. Приходько: научное руководство, формирование основной концепции, цели и задачи исследования, доработка текста, корректировка выводов.

Н.Н. Белина: проведение расчетов, подготовка текста, формирование выводов.

А.В. Новицкий: разработка и изготовление экспериментального стенда, оформление расчетной части научной статьи.

М.М. Щетинин: обработка экспериментальных данных, оформление экспериментальной части научной статьи.

Конфликт интересов: **авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

About the Authors:

Alexander A. Prikhodko, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor of the Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik, Kuban State Technological University (2, Moskovskaya Str., Krasnodar, 350072, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ResearcherID, sannic92@gmail.com

Nataliya N. Belina, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor of the Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik, Kuban State Technological University (2, Moskovskaya Str., Krasnodar, 350072, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, belinann@mail.ru

Andrey V. Novitskiy, postgraduate student of the Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik, Kuban State Technological University (2, Moskovskaya Str., Krasnodar, 350072, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, novitskiy_19@mail.ru

Maksim M. Shchetinin, student of the Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik, Kuban State Technological University (2, Moskovskaya Str., Krasnodar, 350072, Russian Federation), ORCID, maks.shchetinin202@mail.ru

Claimed Contributorship:
AA Prikhodko: academic advising, basic concept, research objectives and tasks formulation, revision of the text, correction of the conclusions.
NN Belina: computational analysis, text preparation, formulation of conclusions.
AV Novitskiy: development and making of an experimental stand, design of the calculation part of the paper.
MM Shchetinin: processing of the experimental data, preparation of the experimental part of the paper.

Conflict of Interest Statement: **the authors claimed no conflict of interest.**

All authors have read and approved the final manuscript.

Поступила в редакцию / Received 25.09.2024
Поступила после рецензирования / Reviewed 20.10.2024
Принята к публикации / Accepted 29.10.2024